

## Desain Kondensor Jenis *Shell and Tube Heat Exchanger* Untuk Sistem *Organic Rankine Cycle*

\*M. Wildam Akbar<sup>1</sup>, Berkah Fajar TK<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

<sup>2</sup>Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Sudharto, SH., Tembalang-Semarang 50275, Telp. +62247460059

\*E-mail: [wildam.akbar@gmail.com](mailto:wildam.akbar@gmail.com)

### Abstrak

*Organic Rankine Cycle* (ORC) merupakan modifikasi dari siklus Rankine. Pada *Rankine Cycle* biasanya menggunakan air bertekanan dan bertemperatur tinggi sebagai fluida kerja. Sedangkan pada ORC, titik didih dari siklus ini lebih rendah sehingga air tidak cocok digunakan sebagai fluida kerja. Oleh karena itu, digunakan fluida kerja R 123, R 134, R 32 dan *n-pentane* untuk mendesain sebuah sistem ORC dengan data masukan sebagai berikut; laju aliran massa sebesar 0,515 kg/s, suhu *reservoir* 70 °C, suhu masuk turbin 60 °C, suhu keluar turbin 45 °C, suhu keluar evaporator 50 °C. Dari keempat fluida kerja sistem tersebut, R 123 dipilih sebagai fluida kerja yang terbaik untuk mendesain alat penukar kalor berupa kondensor, karena memiliki tekanan yang relatif kecil yaitu  $P_1 = 2$  bar,  $P_2 = 1.1592$  bar dan memiliki daya yang relatif tinggi yaitu 2.1 kW. Selain itu, R 123 memiliki biaya lebih murah, pemasangan lebih mudah, izin lebih mudah, dan mudah didapatkan dibanding ketiga refrigeran tersebut. Alat penukar kalor yang digunakan ialah jenis *shell and tube* (a two pass tube, baffled single pass shell) dengan head load 140000 Btu/hr (41 kW/h), serta heat transfer matrix geometry; 5/8 in, OD 16 Bwg (15.9 mm OD, 1.65 mm thick) brass tube. Dari hasil perhitungan desain didapat panjang tube per pass sebesar 3 ft (914.4 mm), diameter shell 0.7 ft (213.4 mm), jarak antar tube 0.067 ft (20.62 mm) dan perpindahan panas secara keseluruhan 166 Btu/h ft °F (W/m<sup>2</sup> C).

**Kata kunci :** *Organic Rankine Cycle*, fluida kerja, daya, tekanan, alat penukar kalor, kondensor.

### Abstract

An *Organic Rankine Cycle* (ORC) is a modification of the Rankine Cycle. Rankine cycle typically use high pressure water with high temperature as the working fluid. While the ORC, the boiling point of the cycle is lower, so the water is not suitable as a working fluid. Therefore, R 123, R 134, R 32, and *n-pentane* are used as a working fluid to design an ORC system with inputs as following: mass flow rate 0.515 kg/s, reservoir temperature 70 °C, turbine inlet temperature 60 °C, turbine outlet temperature 45 °C, and evaporator outlet temperature 50 °C. From the four working fluids, R 123 was selected as the best working fluid to design a condenser as a heat exchanger, because it relatively has a smaller pressure  $P_1 = 2$  bar,  $P_2 = 1.1592$  bar, and generates higher power 2.1 kW. Also, R 123 has a cheaper cost, easier installation, easier usage permit, and easy to obtain. The heat exchanger used was a shell and tube type (a two pass tube, baffled single pass shell) with head load 140000 Btu/hr (41 kW/h), also heat transfer matrix geometry 5/8 in, OD 16 Bwg (15.9 mm OD, 1.65 mm thick) brass tube. From the design, results were obtained as the tube per pass length 3 ft (914.4 mm), shell diameter 0.7 ft (213.4 mm), distance between tubes 0.067 ft (20.62 mm), and overall heat transfer 166 Btu/h ft °F (W/m<sup>2</sup> C).

**Keywords :** *Organic Rankine Cycle*, the working fluid, power, pressure, heat exchanger, condenser.

### 1. Pendahuluan

Dewasa ini kelangkaan sumber energi fosil telah menjadi isu utama di seluruh dunia. Kebutuhan akan energi tersebut setiap harinya meningkat, melihat cepatnya pertumbuhan manusia. Maka dari itu, energi yang tersedia di bumi semakin lama akan menipis, seperti minyak bumi dan batubara. Melihat fenomena tersebut banyak dari sekian peneliti melakukan riset untuk membuat energi yang terbaharukan. Salah satu sumber energi alternatif yang dapat dimanfaatkan adalah sistem pembangkit listrik yang menggunakan sumber panas bertemperatur rendah dan tekanan rendah atau yang disebut dengan metode pembangkit siklus rankine organik atau *organic rankine cycle* (ORC) [1].

Suhu dari sumber panas bumi memiliki variasi suhu yang berbeda-beda, maka dari itu dapat dikategorikan dalam tiga golongan yaitu sumber panas bumi suhu tinggi (>220 °C), suhu menengah (100-220 °C) dan suhu rendah (terutama diantara 70-100 °C). Sumber panas bumi suhu menengah, dimana temperatur berkisar antara 100-220 °C, sampai sejauh ini adalah jenis sumber panas bumi yang paling umum ditemukan. Pembangkit listrik tipe *Binary Cycle* adalah teknologi yang paling umum digunakan untuk sumber panas bumi suhu menengah dan suhu rendah. Ada banyak variasi dari pembangkit listrik tipe *Binary Cycle* diantaranya adalah *Organic Rankine Cycles* (ORC) dan *Kalina Cycles* [2-12]. Pada pembangkit listrik tipe *binary cycle* air dari sumber panas bumi digunakan untuk memanaskan fluida kerja, fluida kerja tersebut akan menguap dan uap itu akan digunakan untuk menggerakkan turbin/generator. Air dari sumber panas bumi dan fluida kerja tidak secara langsung bercampur tetapi hanya di lewatkan ke sebuah alat penukar kalor [13].

Sumber energi panas suhu rendah sangat melimpah di bumi. Mengubah energi panas bumi suhu rendah tersebut menjadi sebuah kerja yang efektif adalah salah satu cara untuk menghindari krisis energi. Pada penelitian Bertani tentang perkembangan pembangkit listrik tenaga panas bumi di seluruh dunia menghasilkan peningkatan 2 GW selama 5 tahun dari 2005 – 2010 dan jika pembangkit listrik tenaga panas bumi suhu rendah dan menengah ditingkatkan maka kapasitas instalasi pembangkit listrik tenaga panas bumi akan meningkat 8,3% dari total produksi listrik dunia 2050 [14].

*Organic Rankine Cycle* (ORC) merupakan siklus yang memanfaatkan refrigeran sebagai fluida kerjanya untuk menghasilkan energi listrik. Fluida kerja yang digunakan antara lain isopentane, isobutane, R134a, R123 dan lain-lain, dimana fluida kerja tersebut memiliki titik didih yang rendah.

Sistem pembangkit listrik jenis ORC ini terdiri dari 4 komponen utama yaitu Evaporator, Turbin, Kondensor dan Pompa. Dalam penelitian ini, difokuskan pada desain kondensor yang merupakan alat penukar kalor atau *Heat exchanger*. *Heat exchanger* (HE) merupakan suatu alat penukar kalor yang memiliki aliran energi panas diantara dua fluida atau lebih pada temperature yang berbeda. *Heat exchanger* bisa juga berfungsi sebagai pemanas maupun sebagai pendingin. Biasanya, medium pemanas yang dipakai adalah uap panas lanjut (*superheated steam*) dan air sebagai air pendingin (*cooling water*). Penukar panas dirancang sebisa mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien. Pengaplikasian *heat exchanger* biasanya digunakan dalam industri proses-kimia, elektronik, industri manufaktur, *air conditioning*, refrigrasi dan lain-lain [15].

*Heat exchanger* yang digunakan adalah jenis *A two pass tube, baffled single pass shell* [16]. Fluida kerja yang digunakan untuk menggerakkan turbin ialah fluida kerja organik. Kemudian untuk menganalisis kerja siklus rankine digunakan *software* pendukung yaitu *Cycle Tempo* dan REFPROP, sedangkan untuk desain alat penukar kalor menggunakan *software* pendukung yaitu HTRI *Xchanger suite 6.00* dan *softwer Solid Work*.

Adapun tujuan yang ingin diperoleh penulis dalam penelitian tugas akhir ini adalah membuat siklus Rankine (daya yang dihasilkan, temperatur dan tekanan tiap komponen) menggunakan *software Cycle Tempo* dan REFROP, menentukan Refrigeran yang digunakan dalam siklus ORC (*Organic Rankine Cycle*), serta membuat desain kondenser jenis *shell and tube*.

## 2. Dasar Teori

Penukar kalor jenis *shell and tube* (*shell and tube heat exchanger*) sejauh ini merupakan jenis yang paling umum digunakan untuk peralatan perpindahan kalor di dalam industri kimia dan industri lainnya. Pada dasarnya, penukar jenis *shell and tube* terdiri dari berkas pipa (*tube*) yang ditutupi oleh silinder cangkang (*shell*). Ujung-ujung pipa dipasang *tube sheet*, yang memisahkan sisi *shell* dan sisi cairan pipa (*tube*). *Baffle* yang terdapat dalam *shell* digunakan untuk mengarahkan aliran fluida dan menyokong pipa. Tujuan utama dalam desain penukar kalor adalah menentukan luas permukaan yang dibutuhkan untuk kondisi tertentu (laju perpindahan panas) menggunakan perbedaan suhu yang tersedia [17].

### 1) Log Mean Temperature Difference (LMTD)/Beda temperatur rata-rata logaritmik

$$LMTD = \frac{GTD - LTD}{\ln\left(\frac{GTD}{LTD}\right)} \dots\dots\dots(1)$$

Dimana *GTD* merupakan *greatest temperature difference* dan *LTD* merupakan *least temperature difference* [15].

### 2) Heat Transfer Coefficients (Koefisien Perpindahan Kalor)

$$h_m = 0.725 \left( \frac{k^3 \rho^2 g \Delta H_v}{ND_o \mu \Delta t} \right)^{\frac{1}{4}} = 0.95 \left( \frac{Lk^3 \rho^2 g}{W\mu} \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(2)$$

Untuk  $2W/L\mu < 2000$ , dimana :

- $D_o$  = diameter luar pipa, m (ft)  
 $L$  = panjang pipa, m (ft)  
 $\Delta H_v$  = panas laten pada kondensasi, J/kg (Btu/lb)  
 $N$  = jumlah susunan pipa pada bidang vertikal  
 $\Delta t$  = perbedaan suhu antara dinding pipa dan uap jenuh  
 $W$  = laju aliran masa kondensat dari titik terendah per vertikal bank pipa  
 Catatan untuk English unit,  $32.2 \times 3600^2 \text{ ft/h}^2$  [15].

3) Perpindahan panas secara keseluruhan

$$U = \frac{Q}{A \Delta T} \dots\dots\dots (3)$$

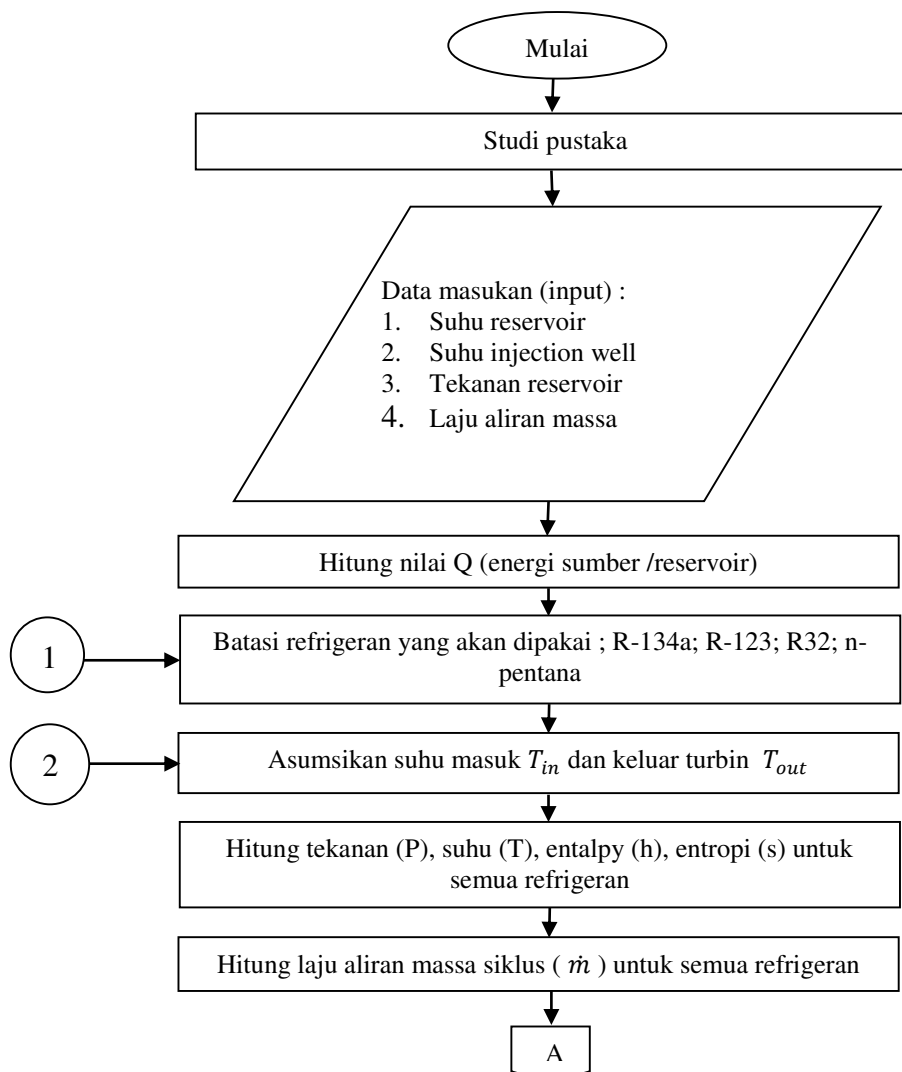
Dimana : Q (laju perpindahan panas), A (Area permukaan perpindahan kalor),  $\Delta T$  (penurunan suhu diantara fluida dan dinding) [15].

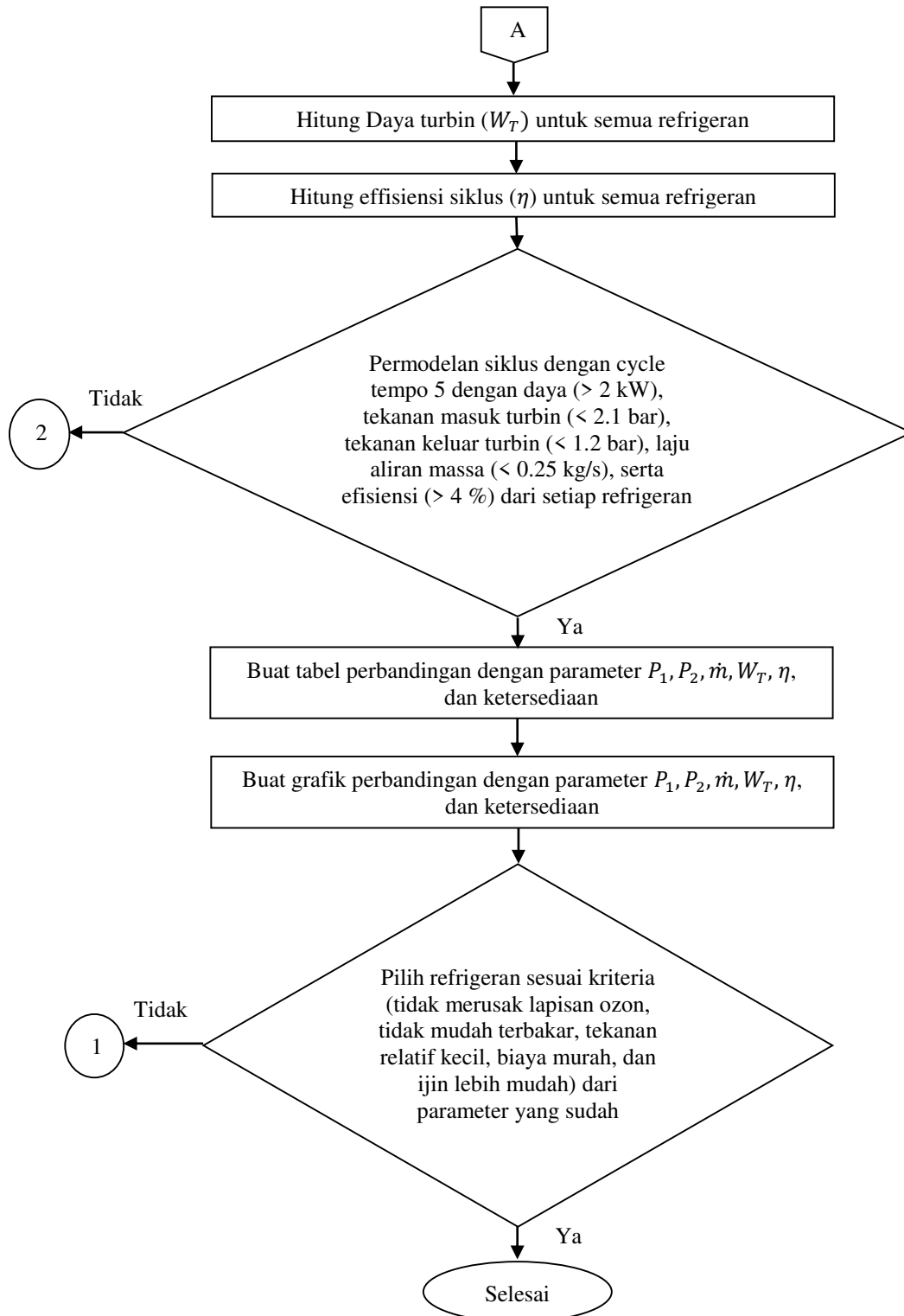
4) Reynold Number [15].

$$Re = \frac{\rho DV}{\mu} = \frac{DG}{\mu} \dots\dots\dots (4)$$

### 3. Metodologi Desain

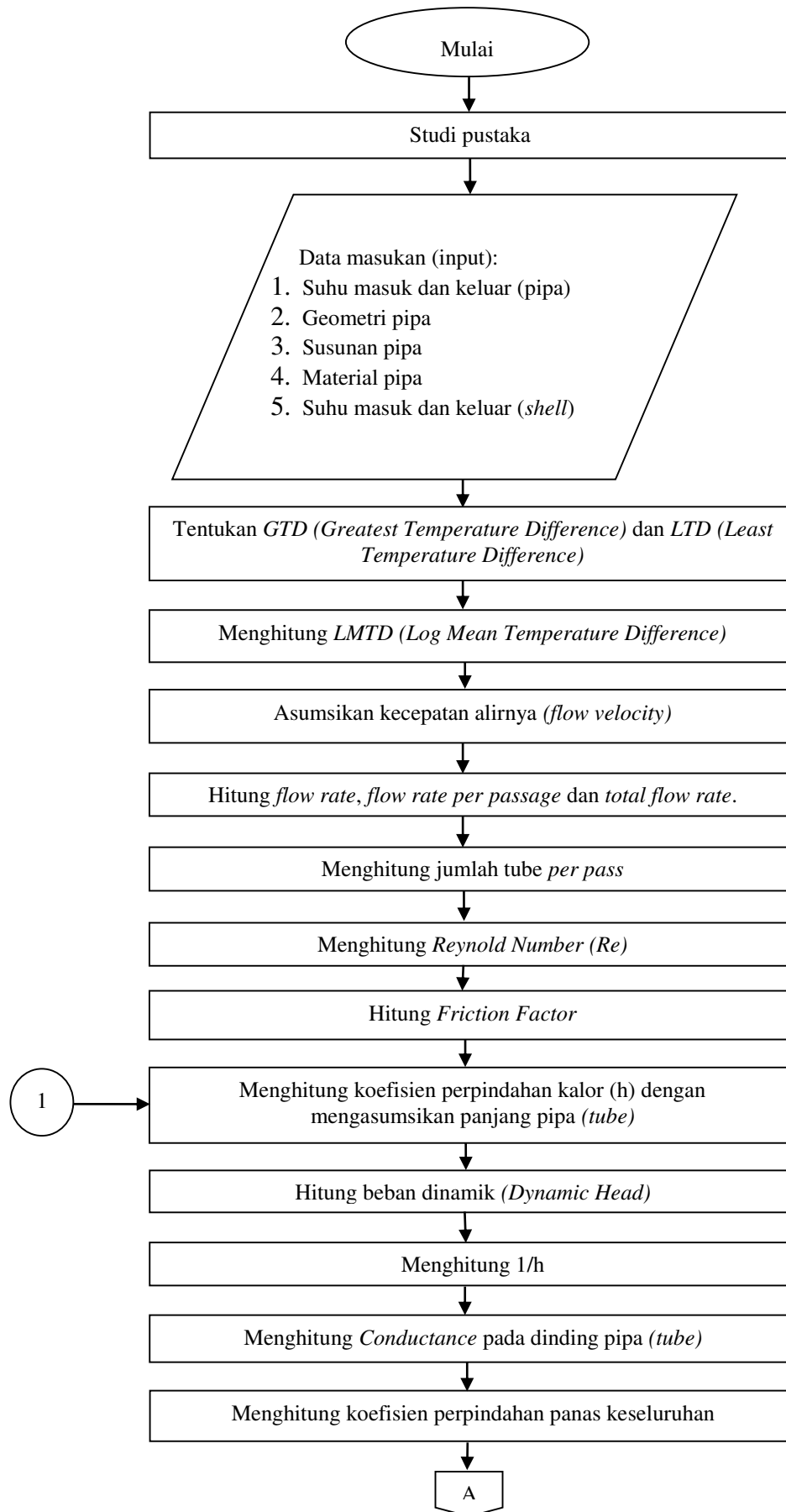
Pada pembuatan skripsi ini langkah-langkah yang digunakan dapat dijelaskan pada gambar 1 dan 2 diagram alir berikut ini:

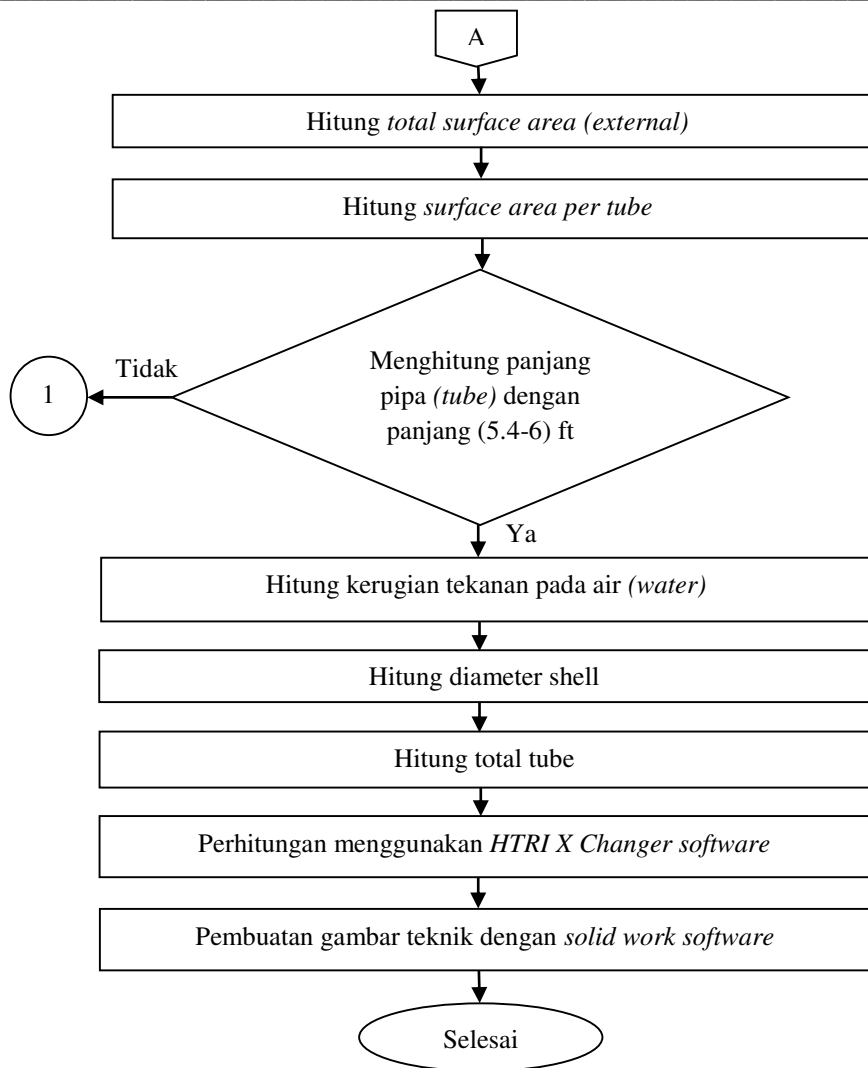




**Gambar 1.** Flowchart Desain sistem Organic Rankine Cycle dan Pemilihan Refrigeran

Berikut ini Gambar 2 yang merupakan diagram desain alat penukar kalor jenis *shell and tube*:





**Gambar 2.** Flowchart desain alat penukar kalor jenis *shell and tube*

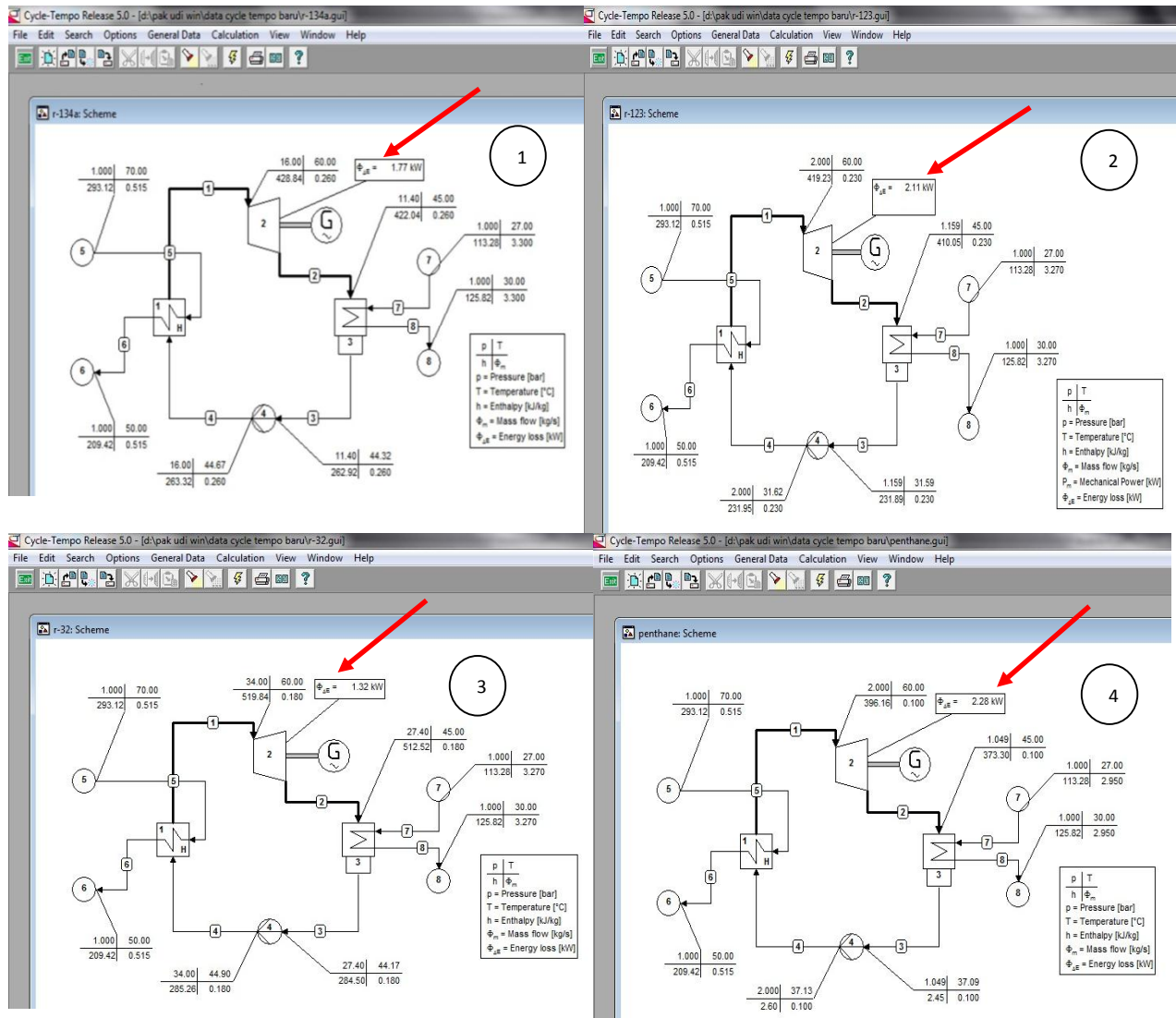
Dalam metodologi desain digunakan beberapa *software* pendukung yaitu *REFPROP* sebagai *software properties* fluida, *cycle tempo* sebagai *software* analisis termodinamika dan *HTRI Xchanger suite 6.00* sebagai *software* desain alat penukar kalor.

#### 4. Hasil dan Pembahasan

Hasil perbandingan refrigeran sebagai fluida kerja pada sistem *ORC* dalam tugas akhir ini hanya dibatasi dengan 4 refrigeran saja yaitu : R-134, R-123, R-32, dan *n-pentane*. Pada sistem ini proses penganalisaan dibantu dengan menggunakan perangkat lunak *Cycle Tempo* dan *REFPROP*. Analisa yang dilakukan dengan cara membandingkan keempat refrigeran dengan temperature yang sama yaitu 60 °C (suhu masuk turbin) dan 45 °C (suhu keluar turbin). Berikut ini Tabel 1 yang merupakan data masukan untuk membuat sistem *ORC* dengan fluida kerja yang telah ditentukan, serta Gambar 3 yang menunjukkan hasil analisa refrigeran dengan menggunakan *software cycle tempo*.

**Tabel 1.** Data Masukan (*input*)

Suhu <i>reservoir</i>	70 °C
Laju aliran massa	0,515 kg/s
Tekanan	1 bar
Suhu masuk turbin	60 °C
Suhu keluar turbin	45 °C
Suhu keluar evaporator ( <i>injectionwell</i> )/aparatus 6	50 °C



**Gambar 3.** Perbandingan refrigeran (1) R 134, (2) R 123, (3) R 32, (4) *n*-pentane menggunakan *software cycle tempo*.

Dari semua analisa keempat refrigeran (R-134, R-123, R-32 dan *n*-pentane) dengan suhu masuk turbin yaitu,  $T_{in} = 60^\circ\text{C}$  dan suhu keluar turbin,  $T_{out} = 45^\circ\text{C}$ , maka didapat hasil perbandingan refrigeran. Berikut ini Tabel 2 yang merupakan hasil perbandingan refrigeran tersebut.

**Tabel 2.** Perbandingan Refrigeran Dengan Suhu Masuk Turbin  $60^\circ\text{C}$  Dan Keluar  $45^\circ\text{C}$

No	Refrigerant	$P_1$ (bar)	$P_2$ (bar)	$\dot{m}$ (kg/s)	W (kW)	Effisiensi (%)
1	R-134	16	11.397	0.29	1.7	4
2	R-123	2	1.1592	0.23	2.1	5
3	R-32	34	27.948	0.18	1.32	2
4	n-Pentane	2	1.0499	0.10	2.28	5

Dari tabel perbandingan refrigeran tersebut diambil R-123 untuk sistem, karena refrigeran tersebut memiliki:

- Tekanan relatif kecil serta pemasangan komponen, ijin lebih mudah dan biaya lebih murah.
- Daya yang dihasilkan relatif tinggi daripada refrigeran lain.
- Mudah didapatkan dibanding refrigeran lain.
- Memiliki daya tahan yang lebih pendek pada atmosfer.



- Memiliki atom hidrogen yang ditambahkan ke struktur *CFC*, sehingga dapat menghindari atau meminimalkan transpor senyawa Cl kedalam *stratosfer*.

#### 4.1 Desain Alat Penukar Kalor Jenis Shell and Tube

Hasil perhitungan desain kondensor yang ditampilkan dalam tugas akhir ini diperoleh dari beberapa kondisi masukan yang terdiri dari geometri pipa, susunan pipa, material pipa, temperatur fluida masuk pipa, temperatur fluida masuk *shell*, temperatur fluida keluar pipa, dan laju aliran massa sisi pipa. Fluida dingin di dalam pipa adalah air dan fluida panas di dalam *shell* adalah uap panas lanjut. Penukar kalor yang digunakan yaitu jenis *shell and tube* dengan laluan (*two pass*). Berikut ini Tabel 3 yang merupakan data masukan untuk desain kondensor:

**Tabel 3.** Data Masukan Untuk Desain Kondensor

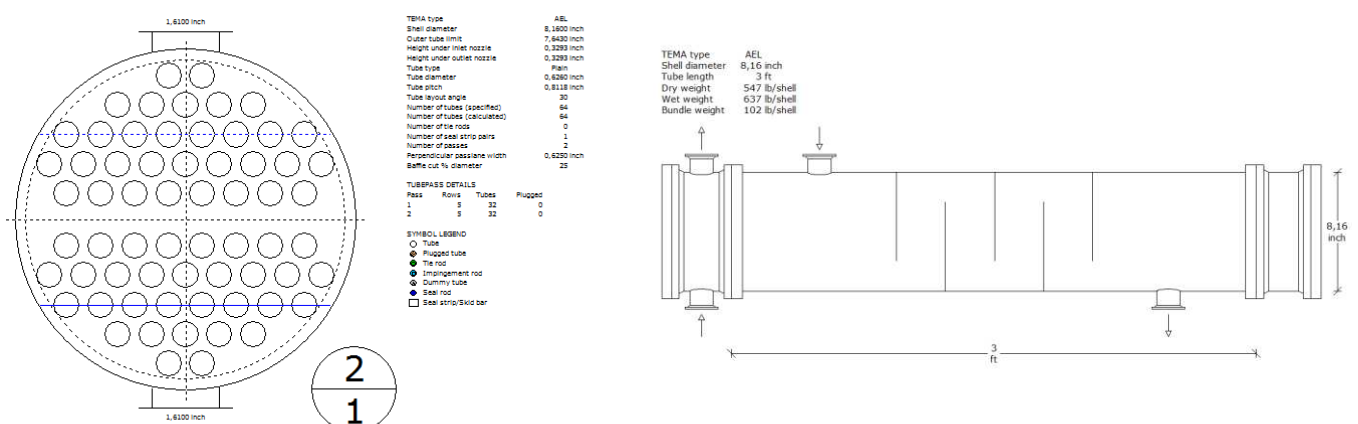
Geometri pipa	5/8 in. OD 16 Bwg (15.9 mm OD, 1.65 mm <i>thick</i> )
Susunan pipa	<i>Triangular</i> (30°)
Material Pipa	<i>Brass Tube</i>
Temperatur fluida masuk pipa (°C)	27 °C
Temperatur fluida masuk <i>shell</i> (°C)	45 °C
Temperatur fluida keluar pipa (°C)	30 °C
Temperatur fluida keluar <i>shell</i> (°C)	31.587 °C

Dari data masukan pada Tabel 3 tersebut, didapatkan hasil perhitungan manual dan perhitungan dengan menggunakan perangkat lunak untuk alat penukar kalor jenis *shell and tube*. Adapun hasil perhitungan tersebut ditunjukkan pada Tabel 4.

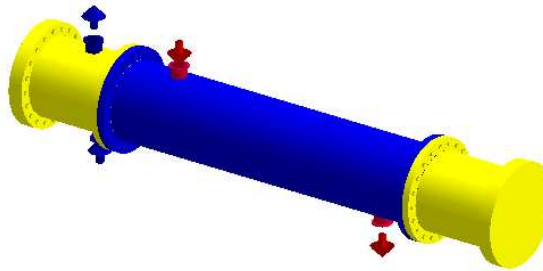
**Tabel 4.** Perbandingan variable desain *heat exchanger* jenis *shell and tube*

No	Variable	Perhitungan manual (teoritis)	Perhitungan perangkat lunak
1	Panjang	3 (ft)	3 (ft)
2	Total <i>tube</i>	64 <i>tube</i>	64 <i>tube</i>
3	Diameter <i>shell</i>	0.7 (ft)	0.7 (ft)
4	<i>Overall heat transfer, U</i>	166 (Btu/h Ft <sup>2</sup> °F)	161 (Btu/h Ft <sup>2</sup> °F)
5	<i>Heat duty</i>	0.1400 (MM Btu/h)	0.1413 (MM Btu/h)

Berikut ini Gambar 4 merupakan gambar skematik dari perangkat lunak untuk shell and tube.







Gambar 4. Shell and tube layout

## 5. Kesimpulan

Dari penelitian ini telah dibuat sebuah siklus *Organic Rankine Cycle* (ORC) dengan menggunakan analisis manual serta perangkat lunak pendukung yaitu *Cycle Tempo* dan REFROP. Adapun fluida kerja organik yang digunakan yaitu R 123, R 134, R 32 dan *n-pentane*. Didapatkan daya yang dihasilkan dari tiap-tiap fluida kerja yaitu untuk R 123 sebesar 2.1 kW (efisiensi 5 %), R 134 sebesar 1.7 kW (efisiensi 4 %), R 32 sebesar 1.32 kW (efisiensi 2%) dan *n-pentane* sebesar 2.28 kW (efisiensi 5 %). Kemudian hasil analisis dari sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC) dengan data masukan suhu *reservoir* sebesar 70 °C, laju aliran massa 0.515 kg/s, suhu masuk turbin 60 °C, suhu keluar turbin 45 °C, dan suhu keluar evaporator 50 °C telah didapat jenis refrigeran yang sesuai untuk digunakan pada sistem ORC tersebut yaitu dengan fluida organik R 123. Karena refrigeran tersebut memiliki tekanan relatif kecil, pemasangan komponen serta ijin yang lebih mudah, biaya lebih murah, daya yang dihasilkan relatif tinggi daripada refrigeran lain dan mudah didapatkan dibanding refrigeran lain. Dalam desain kondensor jenis *a two pass tube* dengan *single pass shell* telah didapatkan juga hasil perhitungan desain yang terdiri dari geometri dari alat tersebut yaitu panjang tube 3 ft (914.4 mm) per *pass*, diameter *shell* sebesar 0.7 ft (213.4 mm), *total surface area (external)* sebesar 52.63 ft<sup>2</sup> (4.86 m<sup>2</sup>), jarak antar tube 20.62 mm, jumlah tube 64, dan perpindahan panas secara keseluruhan sebesar 166 Btu/h ft<sup>2</sup> °F (941.96 W/m<sup>2</sup> °C).

## 6. Daftar Pustaka

- [1] Pamungkas, A. H., & Putra, A. B. K. (2013). Studi Variasi Flowrate Refrigerant pada Sistem Organic Rankine Cycle dengan Fluida Kerja R-123. *Jurnal Teknik ITS*, 2(2), B273-B277.
- [2] Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N., & Mori, K. (2001). Design and testing of the organic Rankine cycle. *Energy*, 26(3), 239-251.
- [3] Hung, T. C. (2001). Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. *Energy Conversion and Management*, 42(5), 539-553.
- [4] Badr, O., O'Callaghan, P. W., & Probert, S. D. (1990). Rankine-cycle systems for harnessing power from low-grade energy sources. *Applied Energy*, 36(4), 263-292.
- [5] Kalina, A. I., & Leibowitz, H. M. (1989). Application of the Kalina cycle technology to geothermal power generation. *Trans.-Geotherm. Resour. Counc*, 13, 605-611.
- [6] Desideri, U., & Bidini, G. (1997). Study of possible optimisation criteria for geothermal power plants. *Energy Conversion and Management*, 38(15), 1681-1691.
- [7] Hung, T. C., Shai, T. Y., & Wang, S. K. (1997). A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy*, 22(7), 661-667.
- [8] Subbiah, S., & Natarajan, R. (1988). Thermodynamic analysis of binary-fluid Rankine cycles for geothermal power plants. *Energy Conversion and Management*, 28(1), 47-52.
- [9] Uehara, H., & Ikegami, Y. (1990). Optimization of a closed-cycle OTEC system. *Journal of Solar Energy Engineering*, 112(4), 247-256.
- [10] Nakaoka, T., & Uehara, H. (1988). Performance test of a shell-and-plate-type condenser for OTEC. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1(3), 275-281.
- [11] Nakaoka, T., & Uehara, H. (1988). Performance test of a shell-and-plate-type condenser for OTEC. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1(3), 283-291.
- [12] Uehara, H., Kusuda, H., Monde, M., Nakaoka, T., & Sumitomo, H. (1984). Shell-and-plate-type heat exchangers for OTEC plants. *Journal of Solar Energy Engineering*, 106(3), 286-290.
- [13] Hettiarachchi, H. M., Golubovic, M., Worek, W. M., & Ikegami, Y. (2007). Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy*, 32(9), 1698-1706.
- [14] Bertani, R. (2012). Geothermal power generation in the world 2005–2010 update report. *Geothermics*, 41, 1-29.

- [15] Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second.
- [16] Fraas, Arthur P. (1989). *Heat Exchanger Design Second Edition*. Canada: John Willey and Sons.
- [17] Richardson's dan Coulson. (1999). *Chemical Engineering Volume 6 Third Edition*. Great Britain: Butterworth Heinemann.